

PAT-NO: JP404121407A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04121407 A

TITLE: EXHAUST DEVICE OF ENGINE

PUBN-DATE: April 22, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ICHINOMIYA, TSUYOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NISSAN SHATAI CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP02240271

APPL-DATE: September 11, 1990

INT-CL (IPC): F01N001/02, F01N001/06 , F01N007/02
, F02D009/04 , F02B027/06

US-CL-CURRENT: 181/228

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve both silencing performance of an exhaust system and output performance of an engine by brunch-forming a normally opened passage and an opening/closing passage in which an opening/closing valve is interposed downstream from an auxiliary silencer provided with a resonant chamber and communicating the normally opened passage and the opening/closing passage with a pair of main silencers of different kinds.

CONSTITUTION: When respective opening/closing valves A, B, for example, both of them are closed and respective right/left second rear tubes 29 35 are closed, exhaust flows through only right/left first rear tubes 28, 34 downstream from an auxiliary silencer 27. When this case is compared with such a case as the right/left second rear tubes 29, 35 are in opened condition, an exhaust cross section is reduced. Hence, exhaust pressure is raised due to increase of exhaust resistance so as to improve

silencing performance. The respective right/ left, second rear tubes 29, 35 are closed at the positions of respective distances $l_{SB>1}$, $l_{SB>2}$ from the branch parts of respective first rear tubes 28, 34 so as to form branch pipes having their distances $l_{SB>1}$, $l_{SB>2}$ to silence exhaust noise having specified frequency by resonator action. At this time, the auxiliary silencer 27, eliminates specified frequency by the resonator action of a resonator 40.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A)

平4-121407

⑤Int. Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	⑬公開 平成4年(1992)4月22日
F 01 N 1/02	A	7114-3G	
1/06	G	7114-3G	
7/02		7114-3G	
F 02 D 9/04	E	8820-3G	
// F 02 B 27/06	B	7616-3G	
審査請求 未請求 請求項の数 1 (全6頁)			

⑭発明の名称 エンジンの排気装置

⑯特 願 平2-240271

⑰出 願 平2(1990)9月11日

⑱発 明 者 一 宮 剛 志 神奈川県秦野市曾屋687-37-606

⑲出 願 人 日産車体株式会社 神奈川県平塚市天沼10番1号

⑳代 理 人 弁理士 三好 千明

明 細 書

1. 発明の名称

エンジンの排気装置

2. 特許請求の範囲

(1) エンジンから排気を導く第1の排気通路と第2の排気通路とが並設され、該第1、第2両排気通路の中程部には共鳴室を備えた副消音器が配設されるとともに、各排気通路の副消音器より下流側には、各々常開通路と開閉通路とが分岐形成され、各排気通路に形成された常開通路と開閉通路とは各々異なる一対の主消音器に連通され、前記開閉通路には開閉弁が介装されたことを特徴とするエンジンの排気装置。

3. 発明の詳細な説明

[産業上の利用分野]

本発明は、エンジンの出力特性と排気系の消音特性とを可変設定し得るエンジンの排気装置に関する。

[従来の技術]

従来、エンジンの排気装置としては、第3図に

示したものが提案されている(実開平1-831

23号公報参照)。すなわち、エンジン1の排気マニホールド2、2には、第1排気管3と第2排気管4とが連通されており、この両排気管3、4の中程部には触媒5、5が介装され、下流端部は各々マフラ6、6に連通されている。また、前記両排気管3、4間には、連通管7が設けられ、該連通管7には開閉弁8が介装されており、該開閉弁8は前記エンジン1の回転数に基づき制御を実行するコントローラ9により制御されるようになっている。

かかる構造において、前記コントローラ9の出力信号に応答して前記開閉弁8が開作動すると、エンジン1からの排気は各々第1、第2排気管3、4内を独立して通流し、よって、この場合には排気騒音は各マフラ6、6の消音作用によってのみ減衰される。また、前記開閉弁8が開作動すると、前記両排気管3、4は連通管7を介して連通状態となることから、該連通管7の内部において、第1排気管3内を伝播する排気と第2排気管4内を

伝播する排気とが干渉する。このため、排気騒音は両マフラ6、6の消音作用によって減衰するのみならず、両排気管3、4内での干渉作用により減衰し、これにより、消音効果を高めることができるのである。

〔発明が解決しようとする課題〕

しかしながら、かかる従来の排気装置にあっては、前記開閉弁8は第1、第2両排気管3、4を連通する連通管7に介装されていることから、この開閉弁8を開閉作動させても、排気の通流断面積に変化はなく、排気は常に第1排気管3と第2排気管4とからなる一定の排気断面積をもって通流する。したがって、開閉弁8を開閉状態の如何に拘わらず、この排気系の排圧は常に一定であって、前述した連通管7内での干渉の有無により消音特性の設定変更は可能であっても、排圧を低下させてエンジンの出力性能を高めることはできない。

また、消音性能に関しても、干渉による消音作用は単一の連通管7内でのみ、つまり単一の空間内においてのみ生ずるものであることから、干渉

による排気騒音の減衰量が少なく、十分な消音効果が得られるものではなかった。

本発明は、このような従来の課題に鑑みてなされたものであり、排気系の消音性能とエンジンの出力性能とを共に高めることを可能にしたエンジンの排気装置を提供することを目的とするものである。

〔課題を解決するための手段〕

前記課題を解決するために本発明にあっては、エンジンから排気を導く第1の排気通路と第2の排気通路とが並設され、該第1、第2の両排気通路の中程部には共鳴室を備えた副消音器が配設されるとともに、各排気通路の副消音器より下流側には、各々常開通路と開閉通路とが分岐形成され、各排気通路に形成された常開通路と開閉通路とは各々異なる一対の主消音器に連通され、前記開閉通路には開閉弁が介装されている。

つまり、一方の主消音器には、第1の排気通路側の常開通路と第2の排気通路側の開閉通路とが連通され、他方の主消音器には、第2の排気通路

側の常開通路と第1の排気通路側の開閉通路とが連通されているのである。

〔作用〕

前記構成において、前記開閉弁が開作動している状態では、開閉通路は閉鎖状態にあり、よって第1の排気通路と第2の排気通路とにおいて、排気は各々の常開通路のみを通流する。したがって、前記開閉通路が開状態にある場合と比較して、排気が通流する断面積である排気断面積は減少し、これにより排圧が上昇する。

また、開閉弁が開作動している状態では、開閉通路は閉鎖され、開状態にあり排気が通流している常開通路に対して連通したブランチ管を形成する。そして、該ブランチ管はその長さや断面積とに応じて、特定周波数の排気騒音をレゾネータ作用により消音する。このとき、副消音器も共鳴室のレゾネータ作用により特定の周波数を消音していることから、この排気系においては、前記共鳴室と、各開閉管により形成される2つのブランチ管との3つの空間によるレゾネータ作用により消

音がなされる。

他方、前記開閉弁が開作動している状態では、開閉通路は解放状態にあり、よって第1の排気通路と第2の排気通路において、排気は各々の常開通路と開閉通路とを通流する。したがって、前記開閉通路が閉状態にある場合と比較して、前記排気断面積は増大し、これにより排圧が低下する。

しかも、開閉弁が開状態となると、各主消音器には各々異なる排気通路からの排気が、常開通路と開閉通路とを介して流入する。このため、各々常開通路と開閉通路とを介して主消音器内に到達した排気騒音は、該主消音器内で干渉し、これにより排気騒音の特定の周波数は減衰する。したがって、各主消音器内での干渉、つまり2つの異なる空間内での干渉作用により、排気騒音の減衰量は増大し、排気系全体の消音性能は高められる。

〔実施例〕

以下、本発明の一実施例について図面に従って説明する。すなわち、第1図に示したエンジン20は多気筒型であって、排気マニホールドには、一

対の右フロントチューブ21と左フロントチューブ22の一端が接続されており、該左右フロントチューブ21、22の他端は、各々右触媒コンバータ23、左触媒コンバータ24を介して右センターチューブ25、左センターチューブ26が接続されている。該左右各センターチューブ25、26は、共鳴室40を有する副消音器27に貫通されており、該副消音器27内に延在する部位には複数の小孔41が設けられている。

前記副消音器27の下流側には、前記右センターチューブ25の端部から分岐する常開通路としての右第1リアチューブ28と、開閉通路としての右第2リアチューブ29とが一体的に接続されている。該右第2リアチューブ29には、前記右第1リアチューブ28との分岐点から l_1 の位置に、右開閉弁Aが介装されており、該右開閉弁Aはコントローラ(図示せず)からの出力信号により開閉作動するようになっている。

また、前記右第1リアチューブ28の端部は、右主消音器32に連通されているとともに、前記

右第2リアチューブ29の端部は左主消音器37に連通され、左右各主消音器32、37には、各々一對のテールチューブ33、33が突設されている。

さらに、前記副消音器27の下流側には、前記左センターチューブ26の端部から分岐する常開通路としての左第1リアチューブ34と、開閉通路としての左第2リアチューブ35とが一体的に接続されている。該左第2リアチューブ35には、前記右第1リアチューブ28との分岐点から l_2 、($l_1 \neq l_2$)の位置に、左開閉弁Bが介装されており、該左開閉弁Bも前記コントローラからの出力信号により開閉作動するようになっている。尚、前記コントローラはエンジン回転数センサからエンジン回転数が入力され、この入力信号がアクチュエータ(不図示)に出力され、該アクチュエータによって前記開閉弁A、Bが開閉作動するようになっている。また、前記左第1リアチューブ34の端部は、前記左主消音器37に連通されているとともに、前記左第2リアチューブ35の

端部は前記右主消音器32に連通されている。

なお、本実施例においては、右フロントチューブ21、右触媒コンバータ23、右センターチューブ25、右第1、第2リアチューブ28、29により第1の排気通路が形成され、左フロントチューブ22、左触媒コンバータ24、左センターチューブ26、左第1、第2リアチューブ34、35により第2の排気通路が形成されている。また、前記多気筒型のエンジン20において、前記右フロントチューブ21と左フロントチューブ22とは、各々異なる気筒の排気マニホールドに連通されている。

以上の構成にかかる本実施例において、前記コントローラからの出力信号にตอบสนองして開閉弁A、Bが共に閉作動している状態では、左右各第2リアチューブ29、35は閉鎖状態にある。よって、副消音器27の下流において、排気は各々左右第1リアチューブ28、34のみを通流し、前記左右第2リアチューブ29、35が解放状態にある場合と比較して、排気断面積は減少する。

このため、第2図に示したように前記両開閉弁A、Bが共に閉である特性(I)は、前記開閉弁A、Bが共に開である特性(ロ)よりも、高い排圧特性となり、よって、開閉弁A、Bの閉時には、第1に、排圧が上昇して、これにより排気抵抗が増大することにより消音性能は高められる。

また、両開閉弁A、Bが閉状態にあると左右各第2リアチューブ29、35は、各第1リアチューブ28、34との分岐部から各々距離 l_1 、 l_2 の位置で閉鎖され、常開であり排気が通流している前記左右第1リアチューブ28、34に対して、長さ l_1 、 l_2 からなるブランチ管を形成する。そして、該ブランチ管はその長さ l_1 、 l_2 とチューブ断面積とに応じて、特定周波数の排気騒音をレゾネータ作用により消音する。

このとき、副消音器27も共鳴室40のレゾネータ作用により特定の周波数を消音していることから、この排気系においては前記共鳴室40と、長さ l_1 、 l_2 からなる2個のブランチ管との3つの空間によるレゾネータ作用により消音がな

れる。したがって、開閉弁A、Bの開時においては、第2に前記3つの空間によるレゾネータ作用により消音性能が高められる。

よって、開閉弁A、Bの開時には、第1に排圧が上昇して、これにより排気抵抗が増大すること、第2に前記3つの空間がレゾネータとして作用すること、により消音性能は高められ、従来の排気装置によっては得られない消音効果を得ることができる。

他方、前記開閉弁A、Bが開作動している状態では、左右各第2リアチューブ29、35は解放状態にあり、よって、副消音器27の下流側において、排気は各々の右第1、第2リアチューブ28、29と、左第1、第2リアチューブ34、35とを通流する。このため、排気断面積が増加して、第2図に示したように前記両開閉弁A、Bが共に開である特性(ロ)は、前記開閉弁A、Bが共に閉である特性(イ)よりも、低い排圧特性となり、よって、開閉弁A、Bの開時には、排圧が低下し、これによりエンジン1の出力特性を高め

ることが可能となる。

また、開閉弁A、Bが開状態となると右主消音器32には、右第1リアチューブ28を介して前記右フロントチューブ21側の排気が導入されるとともに、左第2リアチューブ35を介して、前記左フロントチューブ22側の排気が導入される。

このとき、前記左右フロントチューブ21、22は、前記多気筒型のエンジン1において、各々異なる気筒の排気マニホールドに連通されていることから、右第1リアチューブ28を介して右主消音器32内に到達する排気騒音と、左第2リアチューブ35を介して右主消音器32内に到達する排気騒音には、気筒の爆発時期の相違による位相差が生ずることとなる。このため、前記右第1リアチューブ28と左第1リアチューブ35とを介して、右主消音器32内に到達した排気騒音は、該右主消音器32内で干渉し、これにより特定周波数の排気騒音は減衰する。

一方、左主消音器37には、左第1リアチューブ34を介して前記左フロントチューブ22側の

排気が導入されるとともに、右第2リアチューブ29を介して、前記右フロントチューブ21側の排気が導入される。このとき、左第1リアチューブ34を介して左主消音器37内に到達する排気音と、右第2リアチューブ29を介して左主消音器37内に到達する排気騒音には、前述したように位相差が生じていることから、同様に特定周波数の排気騒音は該左主消音器37内で干渉して減衰する。

したがって、左右各主消音器32、37内での干渉、つまり2つの空間内での干渉作用により、排気騒音の減衰量は増大し、これにより排気系全体の消音性能を高めることが可能となる。また、このように特定周波数の排気騒音を減衰させることが可能となる結果、基本次数(V6型エンジンであれば、3、6、9次成分等)以外の1.5、4.5次成分を減衰させて、前記基本次数のみを強調させた排気音を発生させることも可能となり、これにより明瞭感があり不快感が生じない排気音を得ることも可能となるのである。

なお、前記両開閉弁A、Bのいずれか一方を開作動させた場合の排圧は、第2図に特性(ハ)として示したように、前記特性(イ)と特性(ロ)の中間の特性となり、この排圧特性(ハ)に応じたエンジン20の出力特性や排気系の消音特性とが得られる。また、この実施例において、 $l_1 \neq l_2$ としたが、 $l_1 = l_2$ でもよく、また右主消音器32と左主消音器37とは、同一特性であっても異なる特性であってもよい。

[発明の効果]

以上説明したように本発明は、共鳴室を備えた副消音器の下流側に、各々常開通路と開閉弁が介装された開閉通路とが分岐形成され、各排気通路に形成された常開通路と開閉通路とは各々異なる一対の主消音器に連通されたことから、前記開閉弁を開作動させることにより排気断面積を減少させることができる。よって、開閉弁の開時には第1に前記排気断面積の減少により、排圧を上昇させ、これにより排気抵抗を増大させて、消音性能を高めることができる。

また、両開閉弁が開状態となると各開閉通路は常開通路に対して、ブランチ管を形成し、該ブランチ管はその長さや断面積とに応じて特定周波数の排気騒音をレゾネータ作用により消音し、このとき、副消音器も共鳴室のレゾネータ作用により特定の周波数を消音していることから、この排気系においては前記共鳴室と各ブランチ管との3つの空間によるレゾネータ作用により消音がなされる。したがって、開閉弁の開時においては、第2に前記3つの空間によるレゾネータ作用により消音性能が高められる。

よって、開閉弁の開時には、第1に排圧が上昇して、これにより排気抵抗が増大すること、第2に前記3つの空間がレゾネータとして作用すること、により消音性能は高められ、従来の排気装置によっては得られない消音効果を得ることができる。

また、前記開閉弁が開作動したときには、副消音器の下流側において、排気は各々の常開通路と開閉通路とを通流し得ることから、排気断面積が

増加して排圧が低下し、これによりエンジンの出力特性を高めることが可能となる。

しかも、開閉弁が開状態となると各主消音器には、第1の排気通路側の排気と第2の排気通路側の排気とが各々導かれることから、各主消音器内に到達した排気騒音を干渉させて、排気騒音を減衰させることができる。したがって、各主消音器内での干渉、つまり2つの空間内での干渉作用により、排気騒音の減衰量は増大し、開閉弁の開時においても排気系全体の消音性能を高めることが可能となる。

また、干渉作用により特定周波数の排気騒音を減衰させることが可能となる結果、前記基本次数のみを強調させた排気音を発生させることもでき、これにより明瞭感のあり不快感が生じない排気音を得ることも可能となるのである。

4. 図面の簡単な説明

第1図は、本発明の一実施例を示す全体概念図、

第2図は、同実施例の排圧特性図、

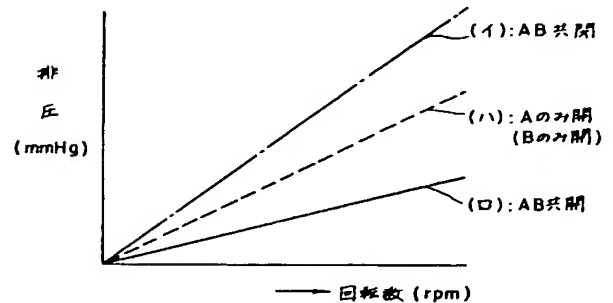
第3図は、従来のエンジンの排気装置を示す概

念図である。

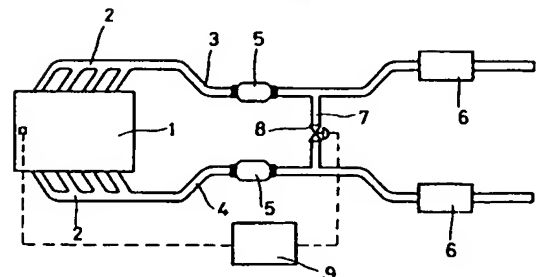
20・・・エンジン、21・・・右フロントチューブ、22・・・左フロントチューブ、23・・・右触媒コンバータ、24・・・左触媒コンバータ、25・・・右センターチューブ、26・・・左センターチューブ、27・・・副消音器、28・・・右第1リアチューブ（常開通路）、29・・・右第2リアチューブ（開閉通路）、32・・・右主消音器、34・・・左第1リアチューブ（常開通路）、35・・・左第2リアチューブ（開閉通路）、37・・・左主消音器、A・・・右開閉弁、B・・・左開閉弁。

代理人 弁理士 三 野 千 明

第2図



第3図



第 1 図

